

ポンプ用羽根車のスラリー摩耗深さ予測技術

杉山 憲一* 榎本 隆** 服部 修次**

Prediction of Wear Depth Distribution by Slurry on a Pump Impeller

by Kenichi SUGIYAMA, Takashi ENOMOTO, & Shuji HATTORI

A technique has been developed for predicting wear volume loss for impellers of pumps susceptible to slurry wear by sand particles in river water. Predictions can be used to determine applicable wear resistant materials and maintenance factors for pump impellers. The wear depth distribution of impeller blades of an aluminum pump was studied, the results of which were found to correspond well with slurry wear test results of the same. Industrial application of this technique is highly recommendable.

Keywords: Slurry wear, Wear depth distribution, Prediction, Pump impeller, Maintenance, Slurry jet test

1. はじめに

多量の土砂を含む河川水を扱うポンプなどの流体機械において、流体中の土砂が部材表面に繰り返し衝突することにより発生するスラリー摩耗は深刻な問題である。特にポンプの羽根車は流速が大きいいため、スラリー摩耗を受けやすい部材の一つである。したがって、羽根車のスラリー摩耗深さ分布を予測することは、材料選定、メンテナンスなどの観点から非常に重要な技術である。

スラリー摩耗は、粒子の衝突角度、衝突速度など多くの因子の影響を受けるので、摩耗機構が複雑である。実際の羽根車における摩耗深さを予測するためには、摩耗試験において実機と同じ環境で試験をする必要があるが、代表的な試験条件である粒子速度、衝突角度、粒子衝突頻度を再現するだけでも非常に難しい。そのために、材料評価試験結果そのものから実機における摩耗深さを予測することは実質的には不可能である。このような理由から、羽根のスラリー摩耗性評価についてはいくつかの研究が報告されている^{1, 2, 3)}が、羽根車の流路内壁全面での定量的な摩耗深さ分布についてはほとんど報告されていない。

著者らはこれまで、アルミニウム、銅などの各種金属材料、あるいはポンプに使用されているSCS6、サーメット系溶射皮膜を対象に、スラリー摩耗深さを予測するための基礎的研究を行ってきた^{4, 5)}。そこで考案したスラリー摩耗深さ予測手法は、粒子の衝突速度、衝突角度、粒子濃度、粒度分布の影響を考慮しているが、噴流式スラリー試験装置による試験片の摩耗深さ分布を予測することにとどまっていた。

本報では、これまでの手法を羽根車の摩耗深さ分布予測に拡張することを目的として、実際のポンプを用いた羽根車のスラリー摩耗試験を行い、試験後の摩耗深さ分布と予測結果を比較検討した。

2. 試験方法

2-1 試験装置及び試験材料

図1は、試験用羽根車に使用したアルミニウム合金(JIS H 4040のA5056)の基礎データを取得するために用いた噴流式スラリー摩耗試験装置の概略図である。本試験装置では、これまでにアルミニウム(A1070BD-F)、銅(C1020)、鉄(FC250)、オーステナイト系ステンレス鋼(SUS304)、マルテンサイト系ステンレス鋼(SCS6)、サーメット系溶射皮膜を用いて試験を行ってきた。しかし、羽根車材A5056は未実験であるので、今回噴流式スラリー摩耗試験を行った。装置は、試験片、試験片取付け台、スラリーを噴射するためのノズル、水

* 荏原総合研究所 材料研究室

** 風水力機械カンパニー 開発統括部 技術開発室

** 福井大学大学院 工学研究科 工学博士

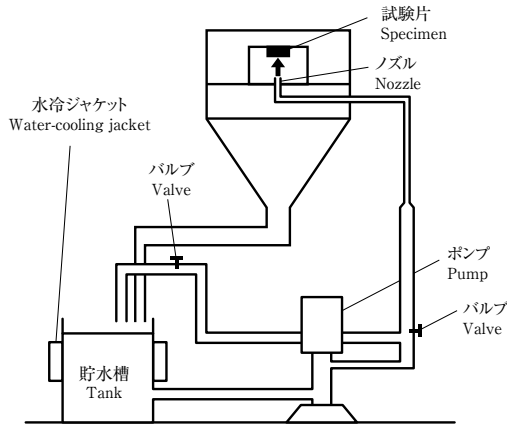


図1 噴流式スラリー摩耗試験装置概略図
Fig. 1 Slurry jet test apparatus

に固体粒子を混合するための水冷ジャケット付貯水槽、スラリーを搬送するためのポンプから構成されている。試験片表面から25 mm離れた位置に対向して取り付けられた内径3 mmのノズルからスラリーを噴出し試験片表面に衝突させて損傷を与えた。試験片表面はスラリーの噴出方向と90°あるいは30°になるよう取り付けられた。スラリーの流速は20 m/s及び30 m/sとし、貯水槽に設けた水冷ジャケットによりスラリー温度を20～35℃の範囲に保持した。スラリーは、80 Lの水道水にけい砂を1%混合したものを使用した。試験片の摩耗深さは所定の試験時間ごとに表面粗さ計〔株東京精密製サーフコム1400D-3DF-12、精度0.01 μm〕を用いて測定した。

羽根車のスラリー摩耗試験に用いたポンプは外径255.17 mmの羽根車、ディフューザベーン、渦巻室から構成され、羽根枚数は6枚とした。羽根車を短時間で摩

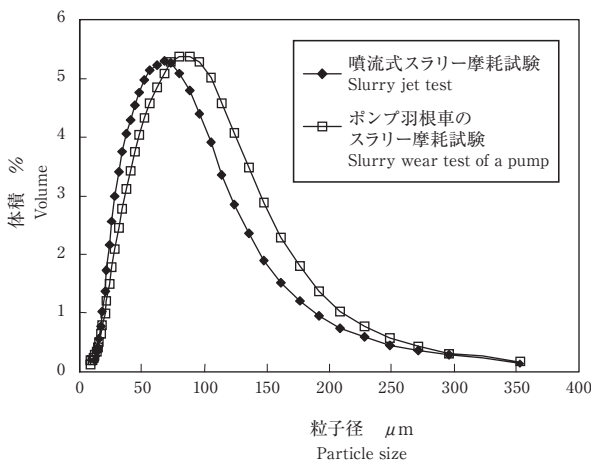


図2 試験用けい砂の粒子径分布
Fig. 2 Particle size distribution of silica sand

表1 けい砂の化学成分
Table 1 Chemical composition of silica sand

SiO ₂	90.2%
Al ₂ O ₃	5.9%
Fe ₂ O ₃	0.2%
その他 The rest	3.7%
合計 Total	100%

耗させるために、A5056製羽根車を使用した。運転水温は約40℃、流量は4.5 m³/min、回転速度は2500 min⁻¹、砂濃度は1 mass%、運転時間は100時間とした。試験前後の羽根の形状は三次元形状測定機で測定し、摩耗深さ分布を算出した。

図2は各試験用けい砂の粒子径分布、表1は化学成分表である。噴流式スラリー摩耗試験、羽根車スラリー摩耗試験に使用した砂の平均粒径はそれぞれd50（累積質量が50%となる粒子径）で58 μm、68 μmである。化学成分から計算したけい砂の密度は2300 kg/m³である。

2-2 噴流式スラリー摩耗試験装置、羽根車スラリー摩耗試験装置における粒子挙動解析

本研究の一部は、ほかで既に報告しているが^{4, 5)} 本研究においてもその手法が必要であるので概略を述べる。

汎用熱流体解析ソフトStar-CDを用いて水だけの単相流解析で得た定常解を基に、ラグランジェ法を用いて個々の粒子の挙動を追跡する解析を行った。ラグランジェ法を用いた解析では、粒子の抗力係数は単一粒子に対するモデルを用い、液体から粒子への抗力は考慮するが、粒子から水への抗力及び粒子自体の回転は考慮しなかった。また、粒子濃度が低いため粒子間の相互作用も考慮しなかった。単相流解析には乱流モデルとして標準k-εモデルを用いた。

粒子径10, 30, 50, 80, 120, 160, 200, 300 μmの各場合について粒子をノズル内部に水と同じ初期速度20 m/s又は30 m/sを与えて計算を開始した。粒子の材料表面への衝突回数は1回とし、1回目に衝突した時点でその粒子の解析を中止した。本試験で取り扱うけい砂の密度は2300 kg/m³とした。

図3, 4は、それぞれ試験角度90°, 30°の解析に用いたメッシュ分割図である。試験角度90°の解析領域は軸対象とし、角度60°で周期境界とした。

ノズル出口形状を試験片表面に投影した場合にノズルの中心に当たる部分を試験片の中心と定義した。また、試験角度30°については、座標上、噴流上流側を負、下流

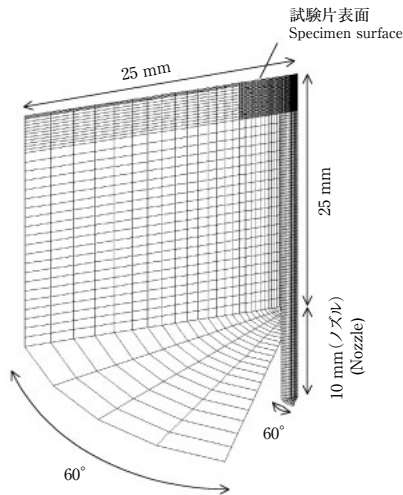


図3 計算モデル (試験角度: 90°)
Fig. 3 Calculation model (impingement angle : 90 deg.)

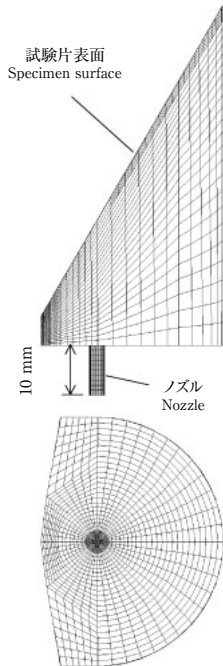


図4 計算モデル (試験角度: 30°)
Fig. 4 Calculation model (impingement angle : 30 deg.)

側を正とした。

図5は、一流路におけるメッシュ分割図と羽根車だけのメッシュ分割図である。解析は一流路だけ行い、投入粒子数を24万2191個とした。

2-3 摩耗深さ予測式の導出方法

粒子挙動解析結果と、噴流式スラリー摩耗試験結果から前報⁵⁾と同様の手法でスラリー摩耗深さ予測式を導出する。

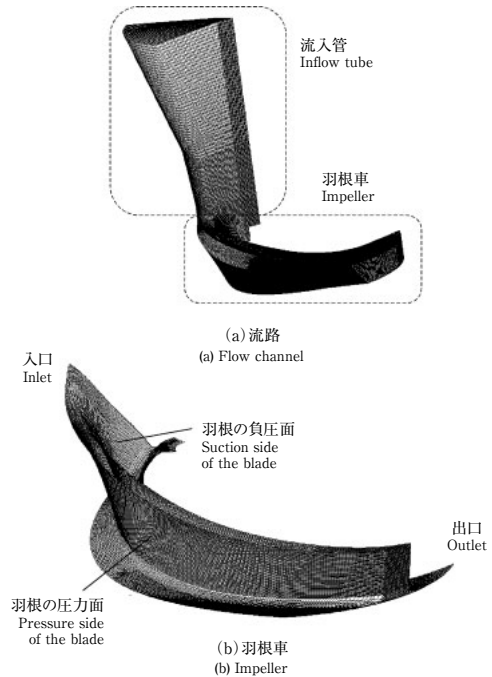


図5 計算モデル (流入管及び羽根車)
Fig. 5 Calculation model (inflow tube and impeller)

Bitter^{6, 7)}は、摩耗量が粒子の運動エネルギーに比例することを報告している。したがって、粒子の衝突位置 X (mm) における摩耗速度を $W(X)$ (mm/s), 固体粒子の運動エネルギーを E (N・m) とすれば以下のように書き換えられる。

$$W(X) = C \times E = C \times \frac{1}{2} \times m \times V^2 \dots\dots\dots (1)$$

C は定数、 m は粒子の質量、 V は衝突時の粒子速度である。スラリー粒子は様々な大きさの分布をもっているために、それぞれの粒子径について角度依存性を検討することは困難である。したがって、平均粒子径を基準粒子径 ($D_0=60 \mu\text{m}$), ノズルからの噴出速度を基準速度 ($V_0=20 \text{ m/s}$)として、粒子1個当りの体積減少量 $Y(\text{mm}^3)$ と衝突角度 α (deg.) の関係を以下の3次関数で表現する。

$$Y = a \cdot \alpha^3 + b \cdot \alpha^2 + c \cdot \alpha \dots\dots\dots (2)$$

この式の a, b, c は未知数である。3次関数を用いたのは、高角度でピークをとる曲線と低角度でピークをとる曲線のどちらも表すことができるためである。 Y は材料の固有値であり式(1)の C に相当する。なお、粒子形状の影響を定式化することは困難であるため予測式には取り入れていない。したがって、摩耗深さ予測式作成に関しては、実機環境と同じ性状の粒子を使用する必要がある。

また、摩耗深さは各粒子径に分けて考える必要があるため、10.09～352 μmの間を42区間に分類した。衝突位置Xにおける摩耗速度W(X)は、各粒子の寄与を考慮して次式のように表される。

$$W(X) = \sum_{D=10.09}^{325} (a \cdot \alpha_{D,X}^3 + b \cdot \alpha_{D,X}^2 + c \cdot \alpha_{D,X}) \cdot (D/D_0)^3 \cdot (V_{D,X}/V_0)^2 \cdot F_{D,X} \quad \dots\dots\dots (3)$$

(D=10.09～352)

ここで、 $\alpha_{D,X}$ は衝突角度(deg)、Dは粒子径(μm)、 $V_{D,X}$ は粒子速度(m/s)、 $F_{D,X}$ は衝突頻度[1/(mm²・s)]である。質量はD₀、粒子速度はV₀を用いて無次元化したため粒子密度は式(3)から消去される。位置Xをスラリー試験後の摩耗面から3箇所選び、連立方程式を立てることによりa、b、cの値を求める。

位置Xについては、(1)すべての粒子径の粒子が衝突する位置、(2)低角度から高角度まで広範囲の衝突角度で粒子が衝突する位置となるように選定した。したがって、試験角度90°においては試験片中心からの距離が0.2 mm、1.8 mmの2点、試験角度30°においては-2.0 mmの1点の合計3点を選んだ。

Wang⁸⁾は、流体機械において、ある粒子径以下の砂の衝突はスラリー摩耗にほとんど寄与していないことを報告している。そこで、前報⁵⁾と同様に「ある運動エネルギー以下の衝突粒子は材料に損傷を与えない」と仮定し、試験角度90°、衝突位置1.8 mmの位置に供給される単位時間、単位面積当りにおける全粒子の運動エネルギーの

総和を解析結果から計算し、流速20 m/sと30 m/sの比が実験から得られた摩耗速度の比と同じになるように運動エネルギーの下限界値を求めた。

流速20 m/sの試験結果を用いて、前述で求めた運動エネルギーの下限界値以下の粒子を式(3)から除き、連立方程式を解くことによりa、b、cの値を算出した。

3. 試験結果及び考察

3-1 噴流式スラリー摩耗試験結果

図6にけい砂濃度1%、試験角度90°、流速20 m/sでのA5056試験片の摩耗面形状を示す。噴流の中心よりもその周囲が摩耗する噴流式スラリー摩耗試験装置特有のW字形状⁶⁾が観察される。摩耗深さの極大値を示す位置は、試験時間の増加とともにわずかながら試験片表面の中心から離れていく傾向を示す。このことは、摩耗が大きくなるにつれ、極大値近傍の粒子の挙動(軌跡)が変化していることを示唆している。したがって、摩耗深さの評価においては、粒子挙動が摩耗深さによって影響を受けにくい1.8 mm以下の領域を扱う。衝突位置1.8 mmの摩耗深さは、試験時間に比例して直線的に増加する。流速30 m/sにおける試験片摩耗面形状は流速20 m/sと同様の傾向を示すので省略する。

次に、試験角度30°での試験結果を図7に示す。けい砂濃度1%、試験角度30°、流速20 m/sでの摩耗面形状である。最大摩耗位置は-2.5 mmであり、いずれの衝突位置においても摩耗深さは試験時間に比例して増加する。

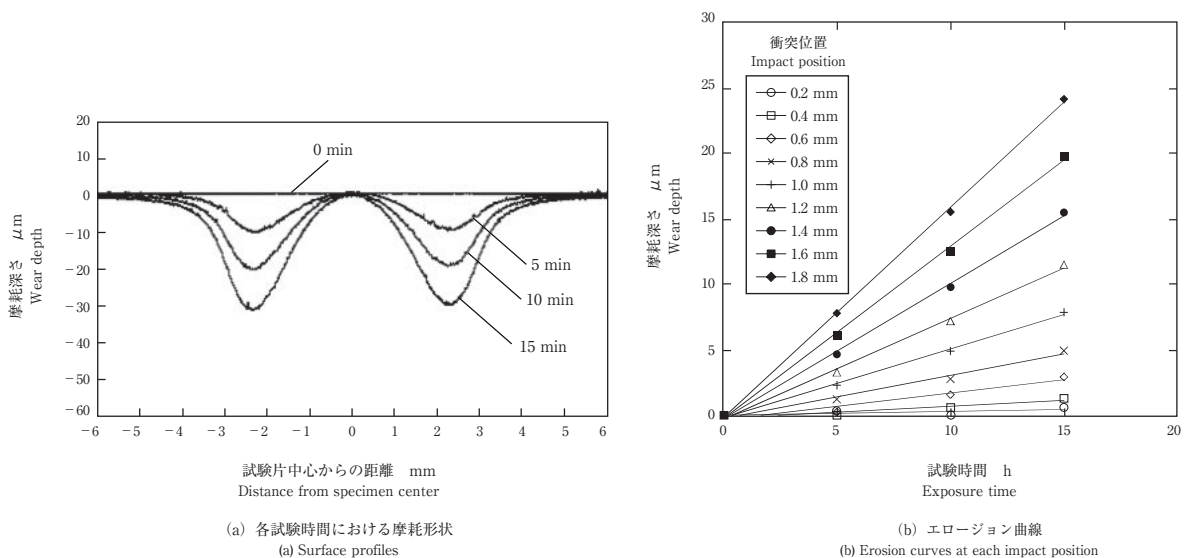


図6 A5056のスラリー摩耗試験結果(流速:20 m/s, けい砂濃度:1%, 試験角度:90°)
Fig. 6 Slurry jet test result of A5056 (flow velocity : 20 m/s, silica sand : 1%, impingement angle : 90 deg)

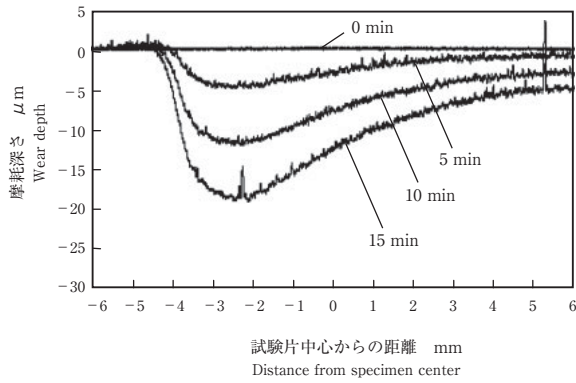


図7 A5056のスラリー摩耗試験における摩耗形状 (流速: 20 m/s, けい砂濃度: 1%, 試験角度: 30°)
 Fig. 7 Surface profiles of A5056 in slurry jet test (flow velocity: 20 m/s, silica sand: 1%, impingement angle: 30 deg.)

3-2 噴流式スラリー摩耗試験装置における粒子挙動解析結果及び摩耗深さ予測式の導出

粒子挙動解析結果の一例として図8に試験角度90°の場合の、流速20 m/sにおける試験片表面での衝突位置と衝突速度の関係を示す。衝突速度は試験片中心付近では小さく、中心から離れるに従って大きくなる。また、同じ衝突位置であれば粒子径が小さいほど衝突速度は小さい。衝突角度は試験片中心付近では90°に近いが、中心から離れるほど低角度で衝突する。また、同じ衝突位置であれば粒子径が小さいほど衝突角度は小さい。

図9は、粒子挙動解析結果から求めた流速20 m/s及び30 m/sにおける衝突角度90°，衝突位置1.8 mmでのけい砂の運動エネルギー分布である。横軸は粒子1個当たりの運動エネルギー、左縦軸は粒子径、右縦軸は粒子1個当たりの運動エネルギーに衝突頻度 [1/(mm²・s)] を掛けた値である。7 × 10⁻⁸以上の運動エネルギーを有

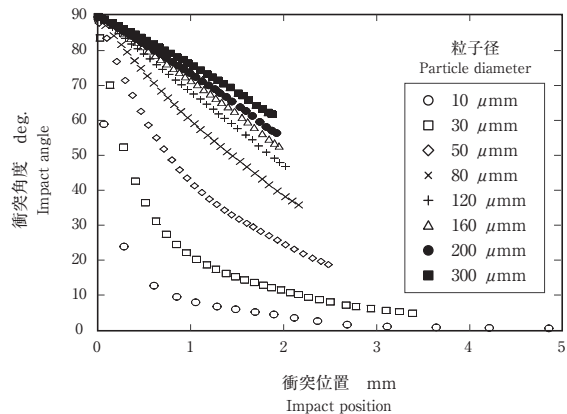
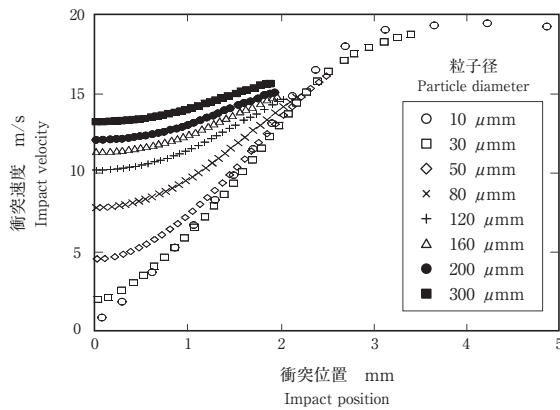


図8 噴流式スラリー摩耗試験装置における粒子挙動解析結果 (流速: 20 m/s, 試験角度: 90°)
 Fig. 8 Calculation results of slurry jet test apparatus (flow velocity: 20 m/s, impingement angle: 90 deg.)

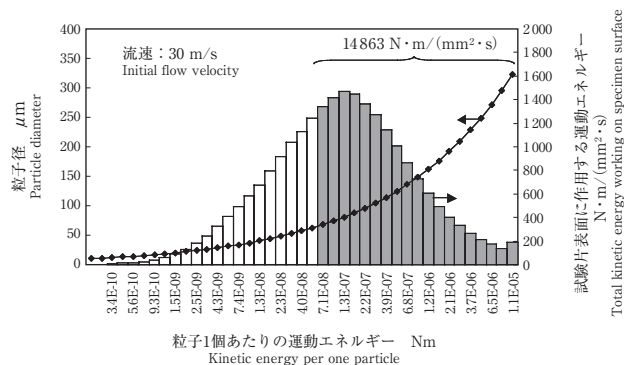
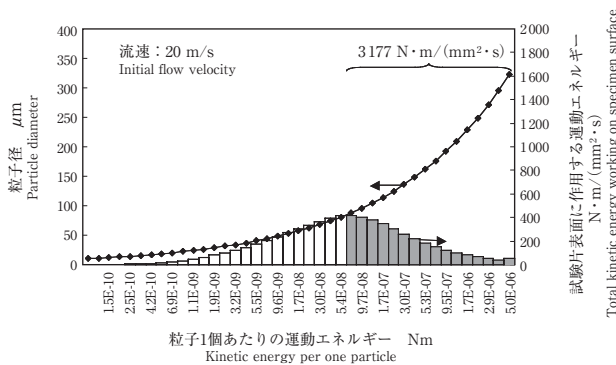


図9 衝突粒子の運動エネルギー分布 (衝突位置: 1.8 mm, けい砂濃度: 1%, 試験角度: 90°)
 Fig. 9 Distribution of kinetic energy on impact particles (impact position: 1.8 mm, silica sand: 1%, impingement angle: 90 deg.)

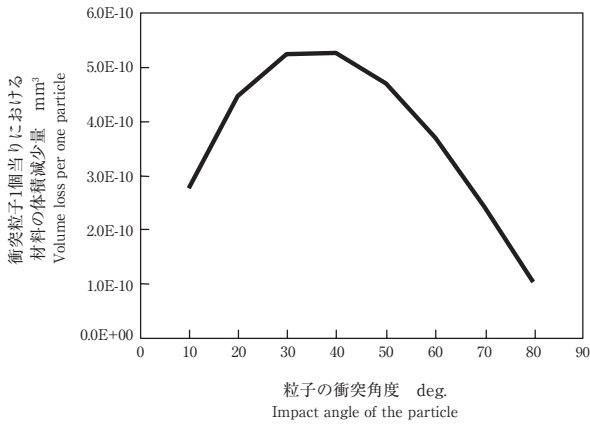


図10 粒子の衝突角度とスラリー摩耗による材料の体積減少量の関係 (粒子径: 60 μm, 衝突速度: 20 m/s)
 Fig. 10 Relation between impact angle of the particle and calculated volume loss per one particle (particle diameter: 60 μm, impact velocity: 20 m/s)

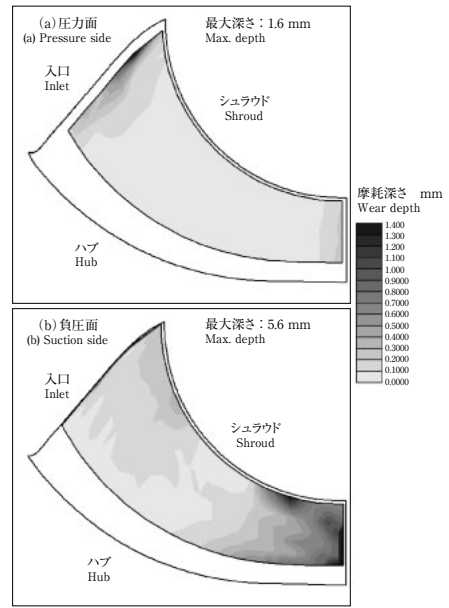


図11 スラリー摩耗試験100時間後のA5056製羽根の摩耗深さ分布測定結果
 Fig. 11 Wear depth distribution of the A5056 blade after 100 h slurry wear test

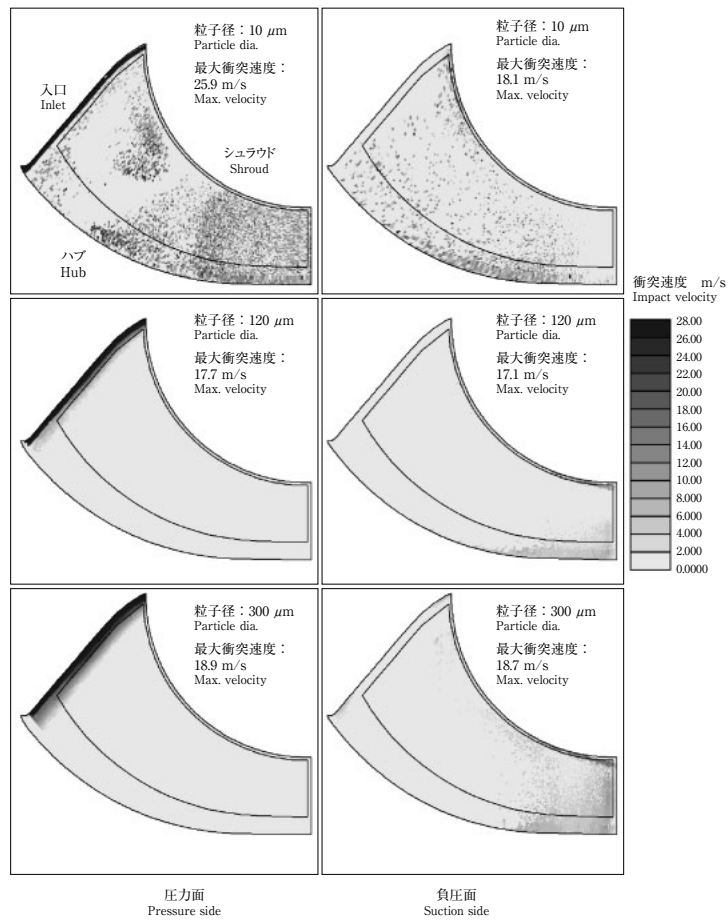


図12 羽根における粒子衝突速度の数値解析結果
 Fig. 12 Calculation results of impact velocity of particles on the blade

する全粒子の運動エネルギーの総和（図9中のハッチング部分）は、流速20 m/s, 30 m/sにおいてそれぞれ3177 N・m/(mm²・s), 14863 N・m/(mm²・s)でありその比は1:4.7である。一方、摩耗試験における衝突位置1.8 mmでの流速20 m/s, 30 m/sでの摩耗速度は98 μm/h, 458 μm/hでありその比は1:4.7であり、前述の運動エネルギーの総和比と一致する。したがって、運動エネルギーの下限界値を7.0 × 10⁻⁸とする。

式(3)中のa, b, cの値を求め、式(2)をプロットしたのが図10である。a, b, cの値はそれぞれ、2.69 × 10⁻¹⁵, -6.19 × 10⁻¹³, 3.36 × 10⁻¹¹である。図10は基準粒子径60 μm, 基準速度20 m/sにおける粒子1個当りの体積減少量と衝突角度の関係を表す。体積減少量の極大値は約35°に存在しており、延性材料は低角度で摩耗速度が最大となる従来の報告⁹⁾と一致する。

3-3 羽根車スラリー摩耗試験結果と摩耗深さ分布予測結果の比較

スラリー摩耗試験後の羽根の正圧面、負圧面について、

摩耗深さを測定した結果を図11に示す。色の表示されている部分が三次元形状測定器の測定可能範囲である。摩耗深さ分布が分かりやすいように表示範囲は0.0~1.4 mmとし、最大値を図11中右上に表示した。正圧面入口、負圧面出口の摩耗が大きい。また、三次元形状測定器の測定可能範囲外であるが、入口のシュラウド側の摩耗深さが大きく、エッジ部は数mm程度摩耗している。一方、負圧面出口側はハブ側の摩耗が大きい。

図12, 13は、羽根の粒子挙動解析の例として、正圧面、負圧面における粒径10, 120, 300 μmの粒子の衝突速度分布、衝突角度分布を示したものである。入口は粒径にかかわらず多くの粒子が衝突し、衝突速度は約10 m/sであるが、衝突角度は最大約89°と大きい。また、正圧面出口には小さい粒子が衝突する傾向を示し、衝突速度は最大約26 m/sで羽根車の最外周速度33 m/sに近い衝突速度であるが、衝突角度は10°以下と低角度である。一方、負圧面出口には大きい粒子が衝突する傾向を示す。ここでの衝突速度は最大約19 m/s、衝突角度は

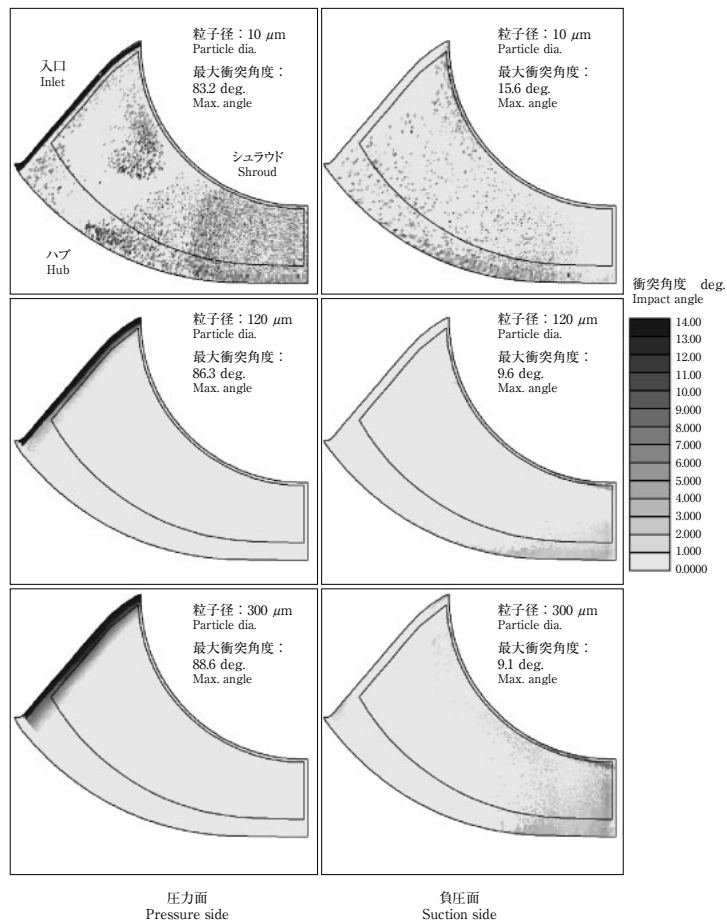


図13 羽根における粒子衝突角度の数値解析結果
Fig. 13 Calculation results of impact angle of particles on the blade

10°以下と低角度である。したがって、試験で負圧面出口の摩耗が大きいのは大きい粒子の衝突の影響によるものと考えられる。表2に粒子挙動解析における粒径ごとの投入粒子数と羽根車に衝突した粒子の割合を示す。粒子径によって衝突割合は大きく異なり、粒子径が大きいほど衝突割合は高くなる傾向を示す。

図14は、粒子挙動解析結果と式(3)を用いて、摩耗深さ分布を算出した結果を示したものである。ただし、粒径分布は10, 30, 50, 80, 120, 160, 200, 240, 300 μm

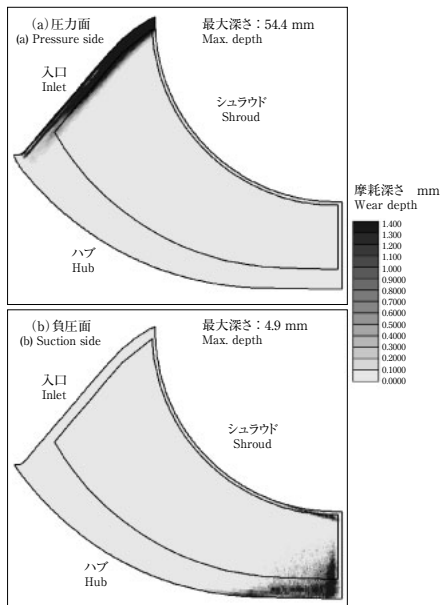


図14 スラリー摩耗試験100時間後のA5056製羽根の摩耗深さ分布予測結果

Fig. 14 Prediction results of wear depth distribution of the A5056 blade after 100 h slurry wear test

表2 粒子挙動解析における粒径ごとの投入粒子数と羽根車に衝突した粒子の割合

Table 2 Number of injected particles and the rate of impact particles

粒子径 Particle diameter (μm)	粒子投入数 Number of injected particles	衝突粒子数 Number of impact particles	粒子の衝突割合 Impact particles (%)
10	857652	178807	20.8
30	857652	329718	38.4
50	857652	442837	51.6
80	857652	583819	68.1
120	857652	703626	82.0
160	857652	772157	90.0
200	857652	811288	94.6
240	857652	833100	97.1
300	857652	848577	98.9

の9分割とした。図11の試験結果と比較すると、羽根の正圧面入口と負圧面出口の摩耗深さが大きい傾向はよく一致している。特に正圧面入口はシュラウド側、負圧面出口はハブ側の摩耗深さが大きい傾向もよく一致している。これら摩耗深さの深い領域については、三次元形状測定範囲の摩耗深さもほぼ一致している。一方、実際の羽根では摩耗の進行により羽根の形状が変化し、それに伴い粒子挙動が変化することが予想される。これは摩耗深さの大きい入口側ほど顕著であるので、測定範囲外である正圧面入口の摩耗深さ予測値は54.4 mmと試験結果よりも非常に大きい値を示したものと考えられる。また、試験で摩耗深さの小さい領域は、解析では粒子の衝突頻度が非常に低くほとんど摩耗しない。これは解析における投入粒子数が十分ではないことを示唆しているが、予測精度の観点からは本予測技術は工業的に十分適用可能であると考えられる。

4. まとめ

A5056製羽根車のスラリー摩耗深さ分布を予測するために、噴流式スラリー摩耗試験、粒子挙動解析を行い、羽根車のスラリー摩耗試験結果と予測結果を検討した結果、以下の結論を得た。

(1) 本試験で使用したけい砂によるスラリー摩耗の場合、A5056の摩耗体積は粒子の衝突角度35°付近で極大値を示し、粒子の運動エネルギー下限値は約 $7 \times 10^{-8} \text{ N} \cdot \text{m}$ である。

(2) 羽根車における粒子挙動解析結果を摩耗試験結果と比較したところ、解析による粒子の衝突位置と試験での摩耗深さ分布は相関性がある。また、摩耗深さ分布の定量的な予測精度において、本予測技術は工業的に十分有用であると考えられる。

参考文献

- 1) Oka, Y., Matsumura, M., Yamawaki, M. and Sakai, M., ASTM STP946, (1987), pp.141-154
- 2) 服部・前川・三浦・平藤・岡田, 日本機械学会論文集 (A編), 62, 593, (1996), pp.74-81
- 3) Nomoto, S., Tani, K., Shimmei, K., 23rd IAHR Symposium - Yokohama, (2006)
- 4) 服部・原田・杉山, ターボ機械, 33, 7, (2005), pp.443-451
- 5) 杉山・服部, エバラ時報, 219, (2008), pp.3-11
- 6) Bitter, J. G. A., Wear, 6, (1963), pp.169-190
- 7) 「エロージョン/コロージョンと利用技術」編集委員会編, エロージョン/コロージョンと利用技術, (1987), p.39, アイビーシー
- 8) Wang, Z., W., ABRASION AND CAVITATION IN HYDRAULIC MACHINERY, (2003), pp.19-24
- 9) Kiselev, G. J., Russian Engineering Journal, 51, 12, (1971), pp.10-12